

УДК 629.113.001

**М. А. ПОДРИГАЛО**, д-р техн. наук, проф., «ХНАДУ», Харьков;  
**Н. П. АРТЕМОВ**, д-р техн. наук, проф., «ХНТУСХ им. Петра Василенка»,  
Харьков;  
**Д. В. АБРАМОВ**, канд. техн. наук, доц., «ХНАДУ»;  
**М. Л. ШУЛЯК**, канд. техн. наук, доц., «ХНТУСХ им. Петра Василенка»

## ОЦЕНКА ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНО- ТЯГОВЫХ МАШИН

Предлагается метод оценки дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин, основанный на изучении периодических законов изменения амплитуды колебания величины тяговой силы машины и сил сопротивления движению. Получены аналитические выражения, позволяющие проводить оценку дополнительных потерь энергии транспортно-тяговых машин в установившемся движении при неравномерности крутящего момента и суммарной силы сопротивления движению. Определено направление снижения дополнительных затрат энергии.

**Ключевые слова:** энергетические потери, установившееся движение, колебания скорости, неравномерность момента, транспортно-тяговые машины.

**Введение.** При установившемся движении колесных машин возникают дополнительные потери энергии, поскольку указанное движение сопровождается появлением продольных линейных ускорений, вызывающих колебания линейной скорости машины относительно своего среднего значения. Установившееся движение транспортно-тяговой машины происходит при постоянном значении средней скорости, а равномерное – при постоянном значении мгновенной скорости движения.

В настоящей статье проведено исследование и определено влияние неравномерности тяговой (движущей) силы на изменение линейной скорости транспортно-тяговых машин и дополнительные затраты энергии.

**Анализ последних достижений и публикаций.** При равномерном движении, осуществляемом при постоянной мгновенной скорости колесных машин, энергия двигателя затрачивается на преодоление сил сопротивления движению. В этом случае тяговая сила на ведущих колесах в любой момент времени равна сумме сил сопротивления движению и ускорение машины равно нулю в любой момент времени. При установившемся движении машины равновесие (в отличие от равномерного движения) является не статическим, а динамическим. Это обусловлено периодическим изменением как тяговой силы, так и сил сопротивления движению и приводит к появлению линейных ускорений, приводящих к периодическому (колебательному) изменению линейной скорости транспортно-тяговой машины. Очевидно, что любые изменения скорости приводят к дополнительному расходу энергии машины. Однако в известной литературе [1-3], посвященной энергетической эффективности транспортно-тяговых машин, исследованию указанного вопроса не уделено должного внимания.

**Цель и постановка задач исследования.** Целью исследования является повышение энергетической экономичности транспортно-тяговых машин путем оценки и выбора путей снижения дополнительных потерь энергии при установившемся режиме движения.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

– оценить дополнительные потери энергии указанных машин на транспортных работах;

– оценить дополнительные потери энергии указанных машин при выполнении технологических операций.

**Транспортные работы.** Транспортные работы выполняются колесными машинами (автотранспортными средствами и тракторами) на дорогах с твердым покрытием. В этом случае амплитуды колебания величин сил сопротивления движению незначительны[4, 5] по сравнению с амплитудой колебаний тяговой силы машины. Принимая сумму сил сопротивления движению  $P_{c\Sigma}$  величиной постоянной, представим уравнение динамики поступательного движения транспортной машины в виде

$$m \cdot \dot{V} = P_k - P_{c\Sigma}, \quad (1)$$

где  $m$  – общая масса машины;

$\dot{V}$  – продольное линейное ускорение машины;

$P_k$  – суммарная тяговая (движущая) сила на ведущих колесах.

Суммарная тяговая сила на ведущих колесах, ввиду неравномерности крутящего момента двигателя, изменяется по периодическому закону. В работах [6, 7] при моделировании крутящего момента и реализуемой мощности двигателя внутреннего сгорания был предложен гармонический закон изменения крутящего момента. Поэтому можно также принять гармонический закон для моделирования суммарной тяговой силы на ведущих колесах

$$P_k = \bar{P}_k + A_{pk} \cdot \sin(\Omega \cdot t), \quad (2)$$

где  $\bar{P}_k$  – среднее значение суммарной тяговой силы на ведущих колесах;

$A_{pk}$  – амплитуда колебаний суммарной тяговой силы на ведущих колесах (зависит от амплитуды колебаний крутящего момента ДВС и передаточного числа трансмиссии);

$\Omega$  – круговая частота колебаний крутящего момента ДВС (равна круговой частоте колебаний суммарной тяговой силы на ведущих колесах);

$t$  – время.

После подстановки уравнения (2) в выражение (1) и небольших преобразований, получим

$$\dot{V} = \frac{\bar{P}_k - P_{c\Sigma}}{m} + \frac{A_{pk}}{m} \cdot \sin(\Omega \cdot t). \quad (3)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (3) с разделяющимися переменными и учет граничного условия позволяет определить изменение скорости поступательного движения машины

$$V = V_h + \frac{\bar{P}_k - P_{c\Sigma}}{m} \cdot t + \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)], \quad (4)$$

где  $V_h$  – начальная в цикле изменения (при  $t = 0$ ) линейная скорость машины.

При установившемся движении линейная скорость машины колеблется вокруг средней величины  $\bar{V}$ . Второй член в правой части уравнения (4) является апериодическим. Поскольку в установившемся движении это невозможно, то условием указанного движения будет являться:

$$\bar{P}_k - P_{c\Sigma} = 0 \quad (5)$$

или

$$\bar{P}_k = P_{c\Sigma}. \quad (6)$$

Таким образом, при установившемся движении машины на транспортной работе (при  $P_{c\Sigma} = \text{const}$ ) выполнение равенства (6) является обязательным.

С учетом уравнения (5) выражение (4) примет следующий вид

$$V = V_h + \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)]. \quad (7)$$

На рис. 1 приведены графики функций  $P_k(t)$  и  $V(t)$ .

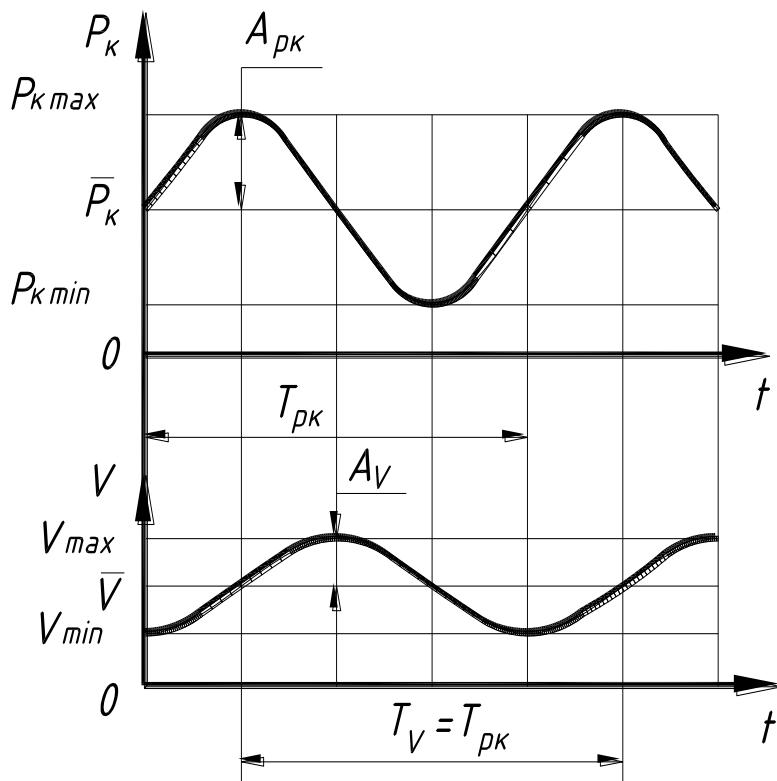


Рисунок 1 – Залежності  $P_k(t)$  и  $V(t)$  при установившемся режиме движения машины

Анализ этих кривых показывает, что колебания линейной скорости  $V_{\text{машины}}$  по фазе сдвинуты относительно колебаний тяговой силы на угол  $\frac{\pi}{2}$ .

Уравнение (7) можно представить в виде

$$V = \bar{V} - A_V \cdot \cos(\Omega \cdot t), \quad (8)$$

где  $A_V$  – амплитуда колебаний линейной скорости машины,

$$A_V = \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega}, \quad (9)$$

$\bar{V}$  – средняя линейная скорость машины,

$$\bar{V} = V_h + \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega}. \quad (10)$$

Кинетическая энергия поступательного движения машины (с учетом уравнений (8), (9), (10))

$$W_{kin} = \frac{m}{2} \cdot V^2 = \frac{m}{2} \cdot \left[ \bar{V} - \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \right]^2. \quad (11)$$

Проведя преобразования, представим уравнение (11) в виде

$$W_{kin} = \frac{m \cdot \bar{V}^2}{2} - \frac{A_{pk}}{\Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \cdot \left[ \bar{V} - \frac{A_{pk}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \right]. \quad (12)$$

В правой части уравнения (12) первое слагаемое определяет средний уровень кинетической энергии поступательного движения машины, а второе слагаемое – ее изменение в течение одного цикла колебаний линейной скорости. Указанное изменение кинетической энергии

$$\Delta W_{kin} = -\frac{A_{pk}}{\Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \cdot \left[ \bar{V} - \frac{A_{pk}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \right]. \quad (13)$$

При  $t = 0$   $V = V_{\min}$  и  $\Delta W_{kin} = (\Delta W_{kin})_{\min}$ . Таким образом

$$(\Delta W_{kin})_{\min} = -\frac{A_{pk}}{\Omega} \cdot \left[ \bar{V} - \frac{A_{pk}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \right]. \quad (14)$$

При  $\Omega \cdot t = \pi V = V_{\max}$  и  $\Delta W_{kin} = (\Delta W_{kin})_{\max}$ , т.е.

$$(\Delta W_{kin})_{\max} = \frac{A_{pk}}{\Omega} \cdot \left[ \bar{V} + \frac{A_{pk}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \right]. \quad (15)$$

Максимальное изменение кинетической энергии поступательного движения машины

$$(\Delta W_{kin})_{\max} = (W_{kin})_{\max} - (W_{kin})_{\min} = (\Delta W_{kin})_{\max} - (\Delta W_{kin})_{\min} = \frac{2 \cdot A_{pk}}{\Omega} \cdot \bar{V}. \quad (16)$$

Воспользовавшись [8], определим максимальное изменение кинетической энергии характеризует дополнительные потери энергии за время  $T_V = T_{pk}$ . Дополнительные потери энергии за время  $t$

$$\Delta W = (\Delta W_{kin})_{\max} \cdot \frac{t}{T_{pk}} = (\Delta W_{kin})_{\max} \cdot \frac{\Omega \cdot t}{2 \cdot \pi}. \quad (17)$$

Подставляя (16) в (17), получим

$$\Delta W = \frac{A_{pk}}{\pi} \cdot \bar{V} \cdot t = \frac{A_{pk}}{\pi} \cdot S, \quad (18)$$

$S$  – длина пути, пройденного машиной,

$$S = \bar{V} \cdot t. \quad (19)$$

Таким образом, при установившемся движении машины на транспортных операциях (при  $P_{c\Sigma} = \text{const}$ ) дополнительный расход энергии пропорционален пройденному пути и амплитуде колебаний суммарной тяговой силы на ведущих колесах.

**Технологические операции.** При выполнении технологических операций транспортно-тяговая машина (машинно-тракторный агрегат) двигается по деформируемой опорной поверхности, кроме того, рабочие органы прицепных или навесных машин, взаимодействуя с почвой, создают дополнительные силы сопротивления движению. В этом случае зависимость для определения  $P_{c\Sigma}$  примет вид

$$P_{c\Sigma} = \bar{P}_{c\Sigma} + A_{pc} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta), \quad (20)$$

где  $\bar{P}_{c\Sigma}$  – среднее значение суммарной силы сопротивления движению;

$A_{pc}$  – амплитуда колебаний суммарной силы сопротивления движению;

$\Omega_1$  – круговая частота колебаний суммарной силы сопротивления движению;  
 $\Delta$  – начальный сдвиг по фазе между колебаниями тяговой силы и суммарной силы сопротивления при  $t = 0$ .

Уравнение (1) с учетом соотношений (2) и (20) примет вид

$$m \cdot \dot{V} = \bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma} + A_{pk} \cdot \sin(\Omega \cdot t) - A_{pc} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta) \quad (21)$$

или

$$\dot{V} = \frac{\bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma}}{m} + \frac{A_{pk}}{m} \cdot \sin(\Omega \cdot t) - \frac{A_{pc}}{m} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta). \quad (22)$$

Интегрируя уравнение (22) с учетом граничного условия при (при  $t = 0; V = V_h$ ), получим

$$\begin{aligned} V = V_h + \frac{\bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma}}{m} \cdot t + \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)] - \\ - \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} \cdot [\cos \Delta - \cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)], \end{aligned} \quad (23)$$

где  $V_h$  – начальная скорость тягово-транспортного средства, соответствующая  $t = 0$ .  
При установившемся движении

$$\bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma} = 0 \quad (24)$$

и уравнение (23) упроститься

$$V = V_h + \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)] - \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} \cdot [\cos \Delta - \cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)]. \quad (25)$$

Средне значение линейной скорости

$$\bar{V} = V_h + \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} - \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} \cos \Delta. \quad (26)$$

Выражение (25) с учетом (26) примет вид

$$V = \bar{V} - \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cos(\Omega \cdot t) + \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} [\cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)], \quad (27)$$

Минимальное значение скорости  $V$  реализуется при  $t = 0$  и равно  $\bar{V}$ .

Для решения задачи определения дополнительных потерь энергии, обусловленных колебанием тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению, воспользуемся методом парциальных ускорений[9, 10]. Уравнение (22) представляет

собой уравнение парциальных ускорений, интегрирование которого позволило получить уравнение парциальных скоростей (25), которое представим виде:

$$V = V_h + V_{pk} + V_{pc}, \quad (28)$$

где  $V_{pk}, V_{pc}$  – парциальные скорости создаваемые изменениями тяговой силой  $P_k$ , и суммарной

силой сопротивления движению  $P_{c\Sigma}$ , соответственно

$$V_{pk} = \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cos(\Omega \cdot t); \quad (29)$$

$$V_{pc} = \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} [\cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)]. \quad (30)$$

Парциальные скорости  $V_{pk}$  и  $V_{pc}$  изменяются независимо друг от друга по своим законам, в чем проявляется принцип суперпозиции в механике.

Падение кинетической энергии машины за один период колебания тяговой силы будет равен

$$\Delta W_{pkmax} = \frac{m}{2} (V_{pkmax}^2 - V_{pkmin}^2) = m \Delta V_{pkmax} \cdot \bar{V}, \quad (31)$$

где  $\Delta V_{pkmax}$  – максимальное изменение парциальной скорости, создаваемое тяговой силой за один период ее колебания,

$$\Delta V_{pkmax} = V_{pkmax} - V_{pkmin}. \quad (32)$$

Из уравнения (29) определим:

$$V_{pkmax} = \frac{2A_{pk}}{m\Omega}; \quad (33)$$

$$V_{pkmin} = 0. \quad (34)$$

Таким образом

$$\Delta V_{pkmax} = V_{pkmax} = \frac{2A_{pk}}{m\Omega}. \quad (35)$$

Падение кинетической энергии машины за один период колебания суммарной силы сопротивления движению

$$\Delta W_{pcmax} = \frac{m}{2} (V_{pcmax}^2 - V_{pcmin}^2) = m \Delta V_{pcmax} \cdot \bar{V}, \quad (36)$$

где  $\Delta V_{pc\max}$  – максимальное изменение парциальной скорости, создаваемое суммарной силой сопротивления движению за один период ее колебания,

$$\Delta V_{pc\max} = V_{pc\max} - V_{pc\min}. \quad (37)$$

Из уравнения (30) определим:

$$V_{pc\max} = \frac{A_{pc}}{m\Omega_1} (1 - \cos\Delta); \quad (38)$$

$$V_{pc\min} = -\frac{A_{pc}}{m\Omega_1} (1 - \cos\Delta). \quad (39)$$

Тогда

$$\Delta V_{pc\max} = \frac{2A_{pc}}{m\Omega_1}. \quad (40)$$

Потери энергии машины за время  $t$ , обусловленные колебаниями тяговой силы  $P_k$  и суммарной силы сопротивления движению  $P_{c\Sigma}$

$$\Delta W = \left( \frac{\Delta W_{pk\max}}{T_{pk}} + \frac{\Delta W_{pc\max}}{T_{pc}} \right) t, \quad (41)$$

где  $T_{pk}$ ,  $T_{pc}$  – периоды колебаний тяговой силы  $P_k$  и суммарной силы сопротивления движению  $P_{c\Sigma}$ ,

$$T_{pk} \frac{2\pi}{\Omega}; \quad (42)$$

$$T_{pc} \frac{2\pi}{\Omega_1}; \quad (43)$$

Подставляя в выражение (41) уравнения (31), (36), (42), (43), с учетом (35), (40) получим

$$\Delta W = \frac{A_{pk} + A_{pc}}{\pi} \bar{V} \cdot t. \quad (44)$$

Путь, который проходит машина за время  $t$  при установившемся движении

$$S = \bar{V} \cdot t. \quad (45)$$

Или, с учетом соотношения (26)

$$S = \left( V_h + \frac{A_{pk}}{m\Omega} - \frac{A_{pc}}{m\Omega_1} \cos \Delta \right) t. \quad (46)$$

Уравнение (44) с учетом (45) примет вид

$$\Delta W = \frac{A_{pk} + A_{pc}}{\pi} S. \quad (47)$$

Уравнения (44) и (47) позволяют определить дополнительный расход энергии машины, обусловленный колебаниями тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению.

#### **Выводы.**

1. Полученные аналитические выражения позволяют проводить оценку дополнительных потерь энергии транспортно-тяговых машин в установившемся движении при неравномерности крутящего момента и суммарной силы сопротивления движению.

2. При установившемся движении машины на транспортных операциях при постоянном значении суммарной силы сопротивления движению дополнительные потери энергии прямо пропорциональны амплитуде колебания тяговой силы и пройденному пути.

3. Полученные аналитические выражения позволяют проводить оценку дополнительных потерь энергии технологических машин при установившемся движении и колебаниях тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению. В этом случае дополнительные потери энергии прямопропорциональны пройденному пути и сумме амплитуд колебаний тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению.

4. Направлением снижения дополнительных затрат энергии является применение двигателей с наименьшими значениями показателей неравномерности крутящего момента. Применение электродвигателей и увеличение числа цилиндров ДВС также позволяют решить указанную задачу.

**Список литературы:** 1. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с. 2. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П.Н. Гащук. – Львов: Сvit, 1992. – 208 с. 3. Евсеев П.П. Некоторые вопросы энергетики автомобиля / П.П. Евсеев. – К.: ЗАТ «Віпол», 2006. – 236 с. 4. Чудаков Е.А Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М. – Л.: Машгиз. 1940. – 396 с. 5. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль / Ю. Мацкерле: пер. с чешск. В.Б. Иванова: под ред. А.Р. Бендикова. – М.: Машиностроение. 1987. – 320 с. 6. Подригало Н.М. Влияние неравномерности крутящего момента на динамические и мощностные показатели двигателей внутреннего сгорания колесных машин / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Вып. 38, 2013. – С. 18–24. 7. Артемов Н.П., Подригало Н.М. Алгоритмы экспериментального определения реализуемой мощности двигателя мобильной машины при выполнении

технологических операций / Н.П.Артемов, Н.М. Подригало // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2012. - № 60 (966). – С. 17 – 24. 8. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов / В.Л. Вейц.– М. – Л.: Машиностроение. – 1969. – 370 с. 9. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин. Монография / [Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожная]: под ред. проф. М.А.Подригало, – Харьков: «Міськдрук», 2012. – 220с. 10. Артьомов М.П. Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням метода парціальних прискорень / М.П.Артьомов // Збірник наукових праць ВНАУ, Серія: Технічні науки, Випуск 11(65), 2012. С.34 – 39.

**Bibliography (transliterated):** 1. Govorushhenko N.Ja. Ekonomija topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobil'nom transporte / N.Ja. Govorushhenko. – Moscow: Transport, 1990. – 135 p. 2. Gashhuk P.N. Jenergeticheskaja effektivnost' avtomobilja / P.N. Gashhuk. – L'vov: Svit, 1992. – 208 p. 3. Evseev P.P. Nekotorye voprosy jenergetiki avtomobilja / P.P. Evseev. – Kiev: ZAT «Vipol», 2006. – 236 p. 4. Chudakov E.A Teoryya avtomobilya / E.A. Chudakov. – Moscow – Lviv: Mashhyz. 1940. – 396 p. 5. Matskerle Yu. Sovremenniy ekonomychniy avtomobyl' / Yu. Matskerle: per. s cheshsk. V.B. Yvanova: pod red. A.R. Bendykova. – Moscow: Mashynostroenye. 1987. – 320 p. 6. Podryhalo N.M. Vlyyanie neravnomernosti krutyashcheho momenta na dynamicheskiye y moshchnostnye pokazately dyvhateley vnutrenneho shorannya kolesnikh mashyn / N.M. Podryhalo . Uchenie zapysky Krimskoho ynzhenerno-pedahohycheskoho unyversyteta. Tekhnicheskiye nauky. – Vip. 38, 2013. – P.18–24. 7. Artiomov N.P., Podryhalo N.M. Alhorytmi eksperimental'noho opredelenyya realyzuemoy moshchnosty dyvhatelya mobyl'noy mashyny pry vopolnenyy tekhnolohycheskikh operatsyy / N.P. Artiomov, N.M. Podryhalo . Visnyk NTU «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2012. – No 60 (966). – P. 17 – 24. 8. Veyts V.L. Dynamika mashynnikh ahrehatov / V.L. Veyts. – Moscow – Lviv: Mashynostroenye. – 1969. – 370 p. 9. Metod partsyal'nikh uskorenyy i eho prylozenyya v dynamyke mobyl'nikh mashyn. Monohrafyya / [N.P. Artiomov, A.T. Lebedev, M.A. Podryhalo, A.S. Polyansky, D.M. Klets, A.Y. Korobko, V.V. Zadroznyaya]: pod red. prof. M.A.Podryhalo, – Kharkov: «Mis'kdruk», 2012. – 220p. 10. Artiomov M.P. Matematichna model' mashynno-traktornoho ahrehatu z vykorystannym metoda partsial'nykh pryskoren' / M.P. Artiomov . Zbirnyk naukovykh prats' VNAU, Seriya: Tekhnichni nauky, Vypusk 11(65), 2012. P. 34 – 39.

Надійшла (received) 27.02.15